

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-194204

(43)Date of publication of application : 09.07.2003

(51)Int.Cl. F16H 61/02
 F16H 15/38
 F16H 37/02
 // F16H 59:06
 F16H 59:42
 F16H 59:46
 F16H 59:70
 F16H 63:06

(21)Application number : 2001-391790

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 25.12.2001

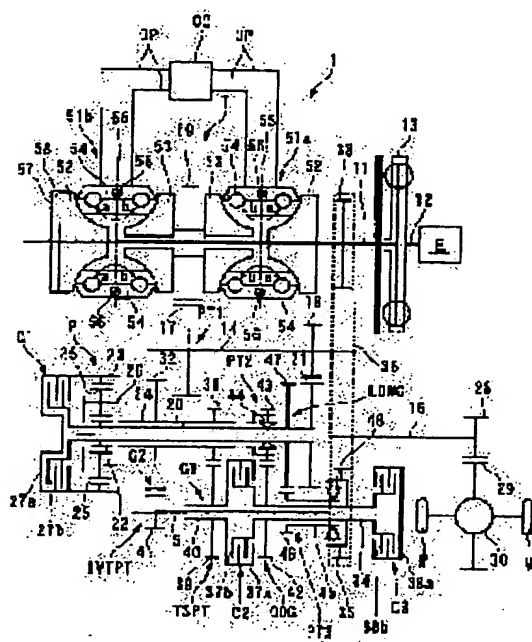
(72)Inventor : OYAMA KAZUO

(54) CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a continuously variable transmission for a vehicle which enables prevention of over inclination of a power roller not by a mechanical stopper and improves durability of the continuously variable transmission, and enables enlargement of a utilizing range of its ratio to the maximum.

SOLUTION: The continuously variable transmission comprises a first power transmission route PT1 containing a toroidal type continuously variable transmission T to change a power from a power source E and in a continuously variable ratio through inclination of a power roller 54 and output it to a driving wheel W from an output shaft 16; a switching means OC to switch a change gear direction in a ratio on the high speed side and/or a ratio on the low speed side of the continuously variable transmission T to the speed increase side and the speed decrease side; a second power transmission route PT2 to intercouple the power source E and the output shaft 16 when the number of revolutions of the output shaft 16 exceeds the number of revolutions through a given ratio on the high speed side (OD end) of the continuously variable transmission T; and/or a third power transmission route PT3 to intercouple the power source E and the output shaft 16 when the number of revolutions of the output shaft 16 is decreased to a value below the number of revolutions through a given ratio on the low speed side (LOW end) of the continuously variable transmission T.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-194204

(P2003-194204A)

(43) 公開日 平成15年7月9日 (2003.7.9)

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

F I

ターコット* (参考)

F 1 6 H 61/02

F 1 6 H 61/02

3 J 0 5 1

15/38

15/38

3 J 0 6 2

37/02

37/02

A 3 J 5 5 2

F

// F 1 6 H 59:06

59:06

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 11 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願2001-391790(P2001-391790)

(22) 出願日

平成13年12月25日 (2001.12.25)

(71) 出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72) 発明者 大山 和男

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会

社本田技術研究所内

(74) 代理人 100095566

弁理士 高橋 友雄

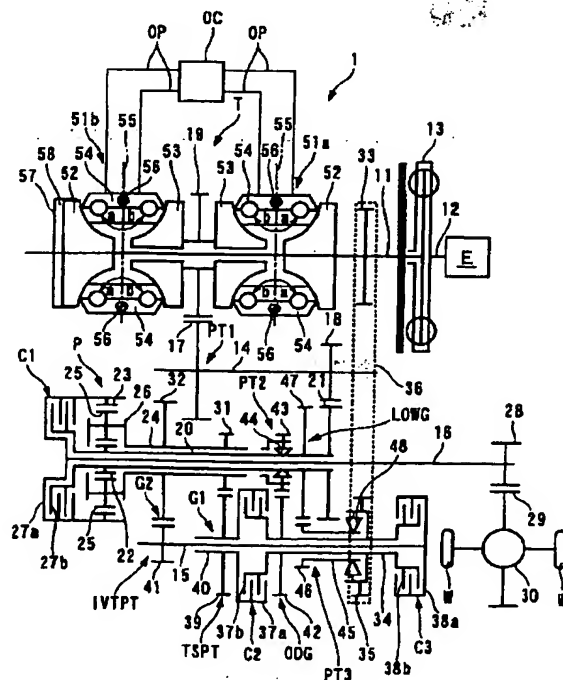
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用の無段変速装置

(57) 【要約】

【課題】 機械的なストッパによらずにパワーローラの過傾転を防止でき、無段変速機の耐久性を向上させ、そのレシオの利用範囲を最大限に拡大できる車両用の無段変速装置を提供する。

【解決手段】 動力源Eからの動力をパワーローラ54の傾転により無段階のレシオで変速して出力軸16から駆動輪Wに出力するトロイダル型の無段変速機Tを含む第1動力伝達経路PT1と、無段変速機Tの高速側レシオおよび/または低速側レシオでその変速方向を増速側と減速側に切り替える切替手段OCと、出力軸16の回転数が無段変速機Tの所定の高速側レシオ(OD端)を介しての回転数を上回ったときに、動力源Eと出力軸16を連結する第2動力伝達経路PT2、および/または、出力軸16の回転数が無段変速機Tの所定の低速側レシオ(LOW端)を介しての回転数を下回ったときに、動力源Eと出力軸16を連結する第3動力伝達経路PT3と、を備えている。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 動力源の動力を無段階に変速して駆動輪に伝達する車両用の無段階変速装置であって、前記駆動輪に連結された出力軸を有し、前記動力源から入力された動力をパワーローラの傾転により無段階のレシオで変速して前記出力軸から前記駆動輪に出力するトロイダル型の無段階変速機を含む第 1 動力伝達経路と、当該無段階変速機の高速側レシオおよび低速側レシオの少なくとも一方で当該無段階変速機の変速方向を増速側と減速側に切り替える切替手段と、

前記出力軸の回転数が前記無段階変速機の所定の高速側レシオを介しての回転数よりも大きくなったときに、前記動力源と前記出力軸を連結する第 2 動力伝達経路、および／または、前記出力軸の回転数が前記無段階変速機の所定の低速側レシオを介しての回転数よりも小さくなったときに、前記動力源と前記出力軸を連結する第 3 動力伝達経路と、を備えていることを特徴とする車両用の無段階変速装置。

【請求項 2】 前記第 2 動力伝達経路の総レシオは、前記無段階変速機が前記所定の高速側レシオにあるときの前記第 1 動力伝達経路の総レシオに一致するように設定され、前記第 2 動力伝達経路に第 1 ワンウェイクラッチが設けられていることを特徴とする、請求項 1 に記載の車両用の無段階変速装置。

【請求項 3】 前記第 3 動力伝達経路の総レシオは、前記無段階変速機が前記所定の低速側レシオにあるときの前記第 1 動力伝達経路の総レシオに一致するように設定され、前記第 3 動力伝達経路に第 2 ワンウェイクラッチが設けられていることを特徴とする、請求項 1 に記載の車両用の無段階変速装置。

【請求項 4】 前記出力軸に連結された第 1 要素、前記駆動輪に連結された第 2 要素、および第 3 要素を有する遊星歯車機構と、前記遊星歯車機構の前記第 1 要素および前記第 2 要素を接続・解放する第 1 クラッチと、前記動力源と前記遊星歯車機構の前記第 3 要素との間に設けられ、前記動力源の動力を前記遊星歯車機構の前記第 3 要素に伝達する第 1 ギヤ列と、当該第 1 ギヤ列と前記動力源および前記遊星歯車機構の前記第 3 要素との間を接続・解放する第 2 クラッチと、前記第 1 ギヤ列よりも大きなギヤ比を有し、前記動力源と前記遊星歯車機構の前記第 3 要素との間に前記第 1 ギヤ列と並列に設けられ、前記動力源の動力を前記遊星歯車機構の前記第 3 要素に伝達する第 2 ギヤ列と、前記第 2 ギヤ列と前記動力源および前記遊星歯車機構の前記第 3 要素との間を接続・解放する第 3 クラッチと、を備えていることを特徴とする、請求項 1 ないし 3 のいずれかに記載の車両用の無段階変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、トロイダル型の無段階変速機を備えた車両用の無段階変速装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来のこの種の車両用の無段階変速装置として、例えば特開平 11-257449 号公報に記載されたものが知られている。この無段階変速装置は、トロイダル型の無段階変速機のパワーローラの過傾転防止に関するものである。この無段階変速機は、入力軸に固定された入力ディスクと、入力軸に回転自在に支持され、入力ディスクに対向する出力ディスクと、入・出力ディスクの対向面に当接する一対のパワーローラを備えている。一対のパワーローラは、上下方向に延びる一対のトラニオンのそれぞれに、入力軸に直交する共通のローラ軸線回りに回転自在に支持されている。また、一対のトラニオンの上端部はアッパーリンクに、下端部はロアリンクに、それぞれトラニオン軸線回りに回転自在に支持されるとともに、各トラニオンはこのトラニオン軸線方向に移動自在に構成されている。そして、一対のトラニオンをトラニオン軸線方向に移動させることにより、入・出力ディスクの回転中心に対してローラ軸線がずれ、入・出力ディスクにかかる力と、各パワーローラにかかるトラニオン軸線方向の力とによって、一対のパワーローラがトラニオン軸線回りに回転させられることで、一対のパワーローラの傾転の方向および角度が互いに同期して制御され、それに応じて無段階変速機の変速比が無段階に変化する。

【0003】また、アッパーリンクには、各トラニオンの支持部付近の所定位置に、パワーローラの増速側および減速側の過傾転を防止するための一対のストッパが設けられており、各トラニオンには、これに対応して一対の受け部が設けられている。そして、パワーローラが最高速位置（OD 端）まで傾転したときには、トラニオンの一方の受け部がアッパーリンクの増速側のストッパに当接することによって、パワーローラが最低速位置（LOW 端）まで傾転したときには、トラニオンの他方の受け部がアッパーリンクの減速側のストッパに当接することによって、パワーローラの傾転角度を規制し、パワーローラが最高速位置および最低速位置を越えて傾転し外れるのを防止するようにしている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかし、この従来の無段階変速装置では、トラニオンの受け部をアッパーリンクのストッパに機械的に当接させることにより、パワーローラの傾転角度を規制するので、アッパーリンクに大きな衝撃力が作用する。また、構成部品の加工精度、剛性や組立精度などのばらつきにより、複数のトラニオンをストッパに同時かつ均等に当接させるようにすることは困難であり、1つのトラニオンのみがストッパに当接してしまう。その場合には、そのトラニオンを支持するアッパーリンクに過大な力が集中して作用するため、アッ

パーリンクなどを非常に強固に構成しなければならない。また、各パワーローラが伝達するトルクがばらつくため、パワーローラのスリップの原因になるとともに、このスリップが異常発熱、さらには発熱による早期摩耗、ひいては耐久性の低下などの不具合を招く。そして、このような不具合が存在するため、ストッパを設けたとしても、実際には無段変速機の利用範囲をそのレシオ全域に積極的に設定できなくなってしまう。

【0005】本発明は、このような課題を解決するためになされたものであり、機械的なストッパによることなく、無段変速機のパワーローラの過傾転を防止でき、それにより、無段変速機の耐久性を向上させるとともに、そのレシオの利用範囲を最大限に拡大することができる車両用の無段変速装置を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】この目的を達成するために、請求項1に係る発明は、動力源（実施形態における（以下、本項において同じ）内燃機関E）の動力を無段階に変速して駆動輪Wに伝達する車両用の無段変速装置であって、駆動輪Wに連結された出力軸16を有し、動力源から入力された動力をパワーローラ54、54の傾転により無段階のレシオで変速して出力軸16から駆動輪Wに出力するトロイダル型の無段変速機Tを含む第1動力伝達経路PT1と、無段変速機Tの高速側レシオおよび低速側レシオの少なくとも一方で無段変速機Tの変速方向を増速側と減速側に切り替える切替手段（油圧制御回路OC）と、出力軸16の回転数が無段変速機Tの所定の高速側レシオ（OD端）を介しての回転数よりも大きくなったときに、動力源と出力軸16を連結する第2動力伝達経路PT2、および／または、出力軸16の回転数が無段変速機Tの所定の低速側レシオ（LOW端）を介しての回転数よりも小さくなったときに、動力源と出力軸16を連結する第3動力伝達経路PT3と、を備えていることを特徴とする。

【0007】この無段変速装置によれば、動力源の動力は、トロイダル型の無段変速機に入力され、無段変速機のパワーローラによりそのときのレシオで無段階に変速された後、第1動力伝達経路を介して出力軸に出力され、さらに駆動輪に伝達される。また、無段変速機のレシオの変速方向は、その高速側レシオおよび低速側レシオの少なくとも一方において、切替手段により、増速側と減速側に切り替えられる。そして、この切替時に、駆動輪の負荷が急激に変化することなどにより、出力軸に予測を超えたトルクが作用することによって、出力軸の回転数が無段変速機の所定の高速側のレシオを介しての回転数より大きくなった場合には、第2動力伝達経路が動力源と出力軸を連結することで、および／または、出力軸の回転数が無段変速機の所定の低速側のレシオを介しての回転数より小さくなった場合には、第3動力伝達経路が動力源と出力軸を連結することで、予測を超えた

分のトルクが、この第2または第3動力伝達経路を介して動力源と出力軸との間で伝達される。

【0008】このように、予測を超えた分のトルクを第2または第3動力伝達経路に分担させることができるので、無段変速機の入出力の回転バランスが保たれることにより、無段変速機のレシオを、機械的なストッパを用いることなく、所定範囲に維持でき、パワーローラの過傾転を防止することができる。その結果、パワーローラに過大なあるいはばらついたトルクが作用するのを防止でき、それに起因するスリップ、発熱や摩耗を抑制でき、耐久性を向上させることができる。さらに、高速側および／または低速側においてパワーローラの過傾転を防止できるため、高速側レシオおよび低速側レシオの少なくとも一方で、無段変速機の変速方向を増速側と減速側に切り替える切替点を無段変速機単体でとれるレシオ端に設定しても、高速側端（OD端）および／または低速側端（LOW端）の保護を確実に行うことができ、その結果、無段変速機のレシオの利用範囲を最大限に拡大することができる。

【0009】請求項2に係る発明は、請求項1に記載の車両用の無段変速装置において、第2動力伝達経路PT2の総レシオは、無段変速機Tが所定の高速側レシオ（OD端）にあるときの第1動力伝達経路PT1の総レシオに一致するように設定され、第2動力伝達経路PT2に第1ワンウェイクラッチ44が設けられていることを特徴とする。

【0010】この構成によれば、予測を超えた分のトルクが高速側で生じた場合には、第1ワンウェイクラッチにより第2動力伝達経路が連結される。このように、第2動力伝達経路の連結・遮断を、機械的なワンウェイクラッチにより、格別の制御などを必要とすることなく、単純な構成で確実に行うことができる。

【0011】請求項3に係る発明は、請求項1に記載の車両用の無段変速装置において、第3動力伝達経路PT3の総レシオは、無段変速機Tが所定の低速側レシオ（LOW端）にあるときの第1動力伝達経路PT1の総レシオに一致するように設定され、第3動力伝達経路PT3に第2ワンウェイクラッチ48が設けられていることを特徴とする。

【0012】この構成によれば、予測を超えた分のトルクが低速側で生じた場合には、第2ワンウェイクラッチが第3動力伝達経路を連結するので、請求項2による作用を同様に得ることができる。

【0013】また、請求項4に係る発明は、請求項1ないし3のいずれかに記載の車両用の無段変速装置において、出力軸16に連結された第1要素（サンギヤ22）、駆動輪Wに連結された第2要素（リングギヤ23）、および第3要素（キャリア26）を有する遊星歯車機構Pと、遊星歯車機構Pの第1要素および第2要素を接続・解放する第1クラッチC1と、動力源と遊星歯

車機構Pの第3要素との間に設けられ、動力源の動力を遊星歯車機構の第3要素に伝達する第1ギヤ列G1と、第1ギヤ列G1と動力源および遊星歯車機構Pの第3要素との間を接続・解放する第2クラッチC2と、第1ギヤ列G1よりも大きなギヤ比を有し、動力源と遊星歯車機構Pの第3要素との間に第1ギヤ列G1と並列に設けられ、動力源の動力を遊星歯車機構Pの第3要素に伝達する第2ギヤ列G2と、第2ギヤ列G2と動力源および遊星歯車機構Pの第3要素との間を接続・解放する第3クラッチC3と、を備えていることを特徴とする。

【0014】この構成によれば、第1～第3クラッチを選択的に接続することによって、1VTモード、ダイレクトモードおよびトルクスプリットモードという3つの変速モードを、1組の遊星歯車機構で実現でき、したがって、無段変速装置をコンパクトかつ安価に構成することができる。

【0015】

【発明の実施の形態】以下、図面を参照しながら、本発明の実施形態を説明する。図1は、本発明の第1実施形態による自動車用の無段変速装置を示している。この無段変速装置1は、トロイダル型の無段変速機T、シングルピニオン式の遊星歯車機構P、ダイレクトクラッチ（以下「第1クラッチ」という）C1、トルクスプリットクラッチ（以下「第2クラッチ」という）C2、および1VTクラッチ（以下「第3クラッチ」という）C3を備えている。これらの第1～第3クラッチC1～C3は、例えば湿式多板の油圧クラッチで構成されており、それらの接続・解放は、油圧制御回路（図示せず）によって制御される。

【0016】無段変速機Tの入力軸11は、動力源としての内燃機関（以下「エンジン」という）Eのクランク軸12に、2マス式のダンパ13を介して連結されている。この入力軸11に対して、回転自在の第1および第2中間軸14、15ならびに出力軸16がそれぞれ平行に配置されており、遊星歯車機構Pおよび第1クラッチC1は出力軸16に設けられ、第2および第3クラッチC2、C3は、第2中間軸15に互いに並列に設けられている。

【0017】無段変速機Tは、上記入力軸11上に、互いにほぼ同じ構成の第1および第2無段変速機構51a、51bを備えている。第1無段変速機構51aは、入力軸11に固定されたコーン状の入力ディスク52と、入力軸11に回転自在に支持され、入力ディスク52に対向する出力ディスク53と、入・出力ディスク52、53の対向面に当接する一対のパワーローラ54、54を有している。パワーローラ54、54は、入力軸11に直交する共通のローラ軸線55回りに回転自在に支持されるとともに、入力軸11およびローラ軸線55に対して垂直のトラニオン軸線56、56回りにそれぞれ傾転自在に支持されている。また、入・出力ディスク

52、53の対向面はトロイダル曲面で構成されており、パワーローラ54、54がトラニオン軸線56、56回りに傾転するのに伴い、入・出力ディスク52、53に対するパワーローラ54、54の接触点に変化する。

【0018】また、一対のパワーローラ54、54は、トラニオン軸線56方向に移動自在一対のトラニオン（図示せず）によって回転自在に支持されており、一対のトラニオンには、これを駆動するための一対の油路OP、OPおよび油圧制御回路OC（切替手段）が接続されている。一対のパワーローラ54、54の傾転角度は、油路OP、OPの油圧を油圧制御回路OCで制御することで、トラニオンをトラニオン軸線56方向に移動させることにより、入出力ディスク52、53の回転中心に対してパワーローラ54、54の回転軸であるローラ軸線55がずれ、入出力ディスク52、53にかかる力と、各パワーローラ54にかかるトラニオン軸線56方向の力により、パワーローラ54、54がトラニオン軸線56、56回りに回転させられることによって、互いに同期される。また、一対のパワーローラ54、54の傾転の方向、すなわち無段変速機Tの変速方向は、油圧制御回路OCで油路OP、OPの油圧の作用方向を切り替えることによって、増速側と減速側に切り替えられる。

【0019】第2無段変速機構51bは、出力ギヤ19を中心として、第1無段変速機構51aと面对称に配置されている。第1および第2無段変速機構51a、51bの出力ディスク53、53は互いに一体に形成され、それらの中心に出力ギヤ19が一体に設けられている。また、第2無段変速機構51bの入力ディスク52は、入力軸11に対して回転不能に且つ軸線方向に移動自在にスプライン結合され、入力軸11と同軸のシリンダ57に摺動自在に嵌合している。そして、入力ディスク52とシリンダ57との間に形成された油室58に油圧が供給されることによって、この入力ディスク52と、第1および第2無段変速機構51a、51bの出力ディスク53、53が、第1無段変速機51aの入力ディスク52に向かって押圧されることで、パワーローラ54のスリップが抑制される。

【0020】以上の構成により、パワーローラ54、54が、図1に示す等速レシオ位置から矢印aの方向に傾転すると、入力ディスク52との接触点が入力軸11の半径方向外方に移動すると同時に、出力ディスク53との接触点が入力軸11の半径方向内方に移動するため、入力ディスク52の回転が増速して出力ディスク53に伝達され、無段変速機Tのレシオは高速側に連続的に変化する。逆に、パワーローラ54、54が、上記とは逆の矢印bの方向に傾転すると、入・出力ディスク52、53とのパワーローラ54の接触点が上記と逆方向に移動するため、入力ディスク52の回転が減速して出力デ

ィスク 53 に伝達され、無段変速機 T のレシオは低速側に連続的に変化する。本実施形態では例えば、無段変速機 T の OD 端における最高速レシオ RATIO1 が 0.415 に、LOW 端における最低速レシオ RATIO2 が 2.415 に、それぞれ設定されており、したがって、無段変速機 T 自体のレシオ幅は、 $RATIO2/RATIO1 = 5.8$ である。

【0021】第 1 中間軸 14 には、第 1 および第 2 ヘリカルギヤ 17、18 が一体に設けられており、第 1 ヘリカルギヤ 17 は、無段変速機 T の出力ギヤ 19 に噛み合い、第 2 ヘリカルギヤ 18 は、出力軸 16 に回転自在に嵌合するスリーブ 20 と一体の第 3 ヘリカルギヤ 21 に噛み合っている。このスリーブ 20 は、遊星歯車機構 P のサンギヤ 22 に一体に設けられている。したがって、入力軸 11 は、無段変速機 T → 出力ギヤ 19 → 第 1 ヘリカルギヤ 17 → 第 1 中間軸 14 → 第 2 ヘリカルギヤ 18 → 第 3 ヘリカルギヤ 21 を介して、遊星歯車機構 P のサンギヤ 22 に常時、連結されている。本実施形態では、上記の構成要素のうち、無段変速機 T から第 3 ヘリカルギヤ 21 までの一連の構成要素によって、第 1 動力伝達経路 PT1 が構成される。

【0022】遊星歯車機構 P は、スリーブ 20 と一体のサンギヤ 22 (第 1 要素) と、出力軸 16 と一体のリングギヤ 23 (第 2 要素) と、スリーブ 20 に回転自在に嵌合するスリーブ 24 に一体に設けられるとともに、サンギヤ 22 およびリングギヤ 23 に同時に噛み合う複数のピニオン 25 を回転自在に支持するキャリア 26 (第 3 要素) とによって構成されている。また、第 1 クラッチ C1 は、出力軸 16 に一体に設けられたクラッチアウト 27a と、スリーブ 20 に一体に設けられたクラッチイン 27b とを備えている。以上の構成により、第 1 クラッチ C1 が接続されると、サンギヤ 22 とリングギヤ 23 が一体化され、遊星歯車機構 P がロック状態になり、出力軸 16 は無段変速機 T によって直接、駆動される。

【0023】また、出力軸 16 は、これと一体のファイナル駆動ギヤ 28、ファイナル被駆動ギヤ 29 およびディファレンシャルギヤ 30 を介して、駆動輪 W、W に連結されている。さらに、上記スリーブ 24 には、第 4 ヘリカルギヤ 31、およびこれよりも歯数の多い第 5 ヘリカルギヤ 32 が、一体に並設されている。

【0024】一方、入力軸 11 には、駆動スプロケット 33 が一体に設けられ、第 2 中間軸 15 には、これに回転自在に嵌合するスリーブ 34 と一体の被駆動スプロケット 35 が設けられていて、両スプロケット 33、35 の間に無端チェーン 36 が巻き掛けられている。このスリーブ 34 には、第 2 および第 3 クラッチ C2、C3 のクラッチイン 37b、38b が一体に並設されている。以上の構成により、エンジン E の運転中、スリーブ 34 およびクラッチイン 37b、38b は、両スプロ

ケット 33、35 間のギヤ比に応じた回転数で、常時回転する。

【0025】第 2 クラッチ C2 のクラッチアウト 37a は、第 2 中間軸 15 に回転自在に嵌合するスリーブ 40 に一体に設けられており、このスリーブ 40 と一体の第 6 ヘリカルギヤ 39 が、キャリア 26 と一体のスリーブ 24 上の前記第 4 ヘリカルギヤ 31 に噛み合っている。したがって、第 2 クラッチ C2 が接続されると、入力軸 11 が、駆動スプロケット 33 → 無端チェーン 36 → 被駆動スプロケット 35 → スリーブ 34 → 第 2 クラッチ C2 → スリーブ 40 → 第 6 ヘリカルギヤ 39 → 第 4 ヘリカルギヤ 31 を介して、遊星歯車機構 P のキャリア 26 に連結され、エンジン E の回転がキャリア 26 に伝達される。

【0026】すなわち、本実施形態では、第 6 ヘリカルギヤ 39 および第 4 ヘリカルギヤ 31 によって、第 1 ギヤ列 G1 が構成されている。以下、上記の構成要素のうち、駆動スプロケット 33 から第 2 クラッチ C2 を介した第 1 ギヤ列 G1 までの一連の構成要素を、必要に応じてトルクスプリット動力伝達経路 TSPT という。このトルクスプリット動力伝達経路 TSPT の総レシオは、無段変速機 T のレシオが OD 端に設定されているときの、無段変速機 T を含む前記第 1 動力伝達経路 PT1 の総レシオと、ほぼ一致するように設定されている。

【0027】第 3 クラッチ C3 のクラッチアウト 38a は、第 2 中間軸 15 に一体に設けられており、この第 2 中間軸 15 と一体の第 7 ヘリカルギヤ 41 が、スリーブ 24 上の前記第 5 ヘリカルギヤ 32 に噛み合っている。以上の構成により、第 3 クラッチ C3 が接続されると、入力軸 11 が、駆動スプロケット 33 → 無端チェーン 36 → 被駆動スプロケット 35 → スリーブ 34 → 第 3 クラッチ C3 → 第 2 中間軸 15 → 第 7 ヘリカルギヤ 41 → 第 5 ヘリカルギヤ 32 を介して、遊星歯車機構 P のキャリア 26 に連結され、エンジン E の回転がキャリア 26 に伝達される。

【0028】すなわち、本実施形態では、第 7 ヘリカルギヤ 41 および第 5 ヘリカルギヤ 32 によって、第 2 ギヤ列 G2 が構成されている。以下、上記の構成要素のうち、駆動スプロケット 33 から第 3 クラッチ C3 を介した第 2 ギヤ列 G2 までの一連の構成要素を、必要に応じて IVT 動力伝達経路 IVTPT という。この第 7 ヘリカルギヤ 41 は、第 1 ギヤ列 G1 の第 6 ヘリカルギヤ 39 よりも歯数が少なく設定されており、また、前述したように第 5 ヘリカルギヤ 32 が第 1 ギヤ列 G1 の第 4 ヘリカルギヤ 31 よりも歯数が多いという関係から、第 2 ギヤ列 G2 は第 1 ギヤ列 G1 よりもギヤ比が大きく (低速側に) 設定されている。それにより、IVT 動力伝達経路 IVTPT の総レシオは、無段変速機 T のレシオが LOW 端に設定されているときの、無段変速機 T を含む第 1 動力伝達経路 PT1 の総レシオと、ほぼ一致するように設定されている。

【0029】また、前記スリーブ34には、本発明に係るOD端保護ギヤODGが設けられている。このOD端保護ギヤODGは、スリーブ34と一体の第8ヘリカルギヤ42と、これに噛み合う第9ヘリカルギヤ43とから成り、第9ヘリカルギヤ43は、第1ワンウェイクラッチ44を介して、サンギヤ22と一体のスリーブ20に係合している。したがって、入力軸11は、駆動スプロケット33→無端チェーン36→被駆動スプロケット35→スリーブ34→OD端保護ギヤODG（第8ヘリカルギヤ42→第9ヘリカルギヤ43）→第1ワンウェイクラッチ44を介して、サンギヤ22に連結されている。本実施形態では、上記の構成要素のうち、駆動スプロケット33からOD端保護ギヤODGの第9ヘリカルギヤ43までの一連の構成要素によって、第2動力伝達経路PT2が構成される。

【0030】また、OD端保護ギヤODGのギヤ比は、前述した第1ギヤ列G1のギヤ比と等しく設定されており、したがって、第2動力伝達経路PT2の総レシオは、トルクスプリット動力伝達経路TSPTと同様、無段変速機TのレシオがOD端に設定されているときの第1動力伝達経路PT1の総レシオとはほぼ一致している。以上の構成により、エンジンEの運転中、第9ヘリカルギヤ43は、第2動力伝達経路PT2の総レシオに応じた回転数で、常時回転する。また、第1ワンウェイクラッチ44は、サンギヤ22の回転数が第9ヘリカルギヤ43の回転数を上回るときにのみ接続されて両者間をロックし、トルクを伝達する一方、これと逆の回転関係のときには、トルクの伝達を遮断し、互いに空回りするように配置されている。

【0031】さらに、前記スリーブ34には、本発明に係るLOW端保護ギヤLOWGが設けられている。このLOW端保護ギヤLOWGは、スリーブ34に回転自在に嵌合するスリーブ45と一体の第10ヘリカルギヤ46と、これに噛み合うとともにスリーブ20と一体の第11ヘリカルギヤ47とから成り、スリーブ34、45間には、第2ワンウェイクラッチ48が設けられている。したがって、入力軸11は、駆動スプロケット33→無端チェーン36→被駆動スプロケット35→スリーブ34→第2ワンウェイクラッチ48→スリーブ45→LOW端保護ギヤLOWG（第10ヘリカルギヤ46→第11ヘリカルギヤ47）を介して、サンギヤ22に連結されている。本実施形態では、上記の構成要素のうち、駆動スプロケット33からLOW端保護ギヤLOWGの第11ヘリカルギヤ47までの一連の構成要素によって、第3動力伝達経路PT3が構成される。

【0032】また、LOW端保護ギヤLOWGのギヤ比は、前述した第2ギヤ列G2のギヤ比と等しく設定されており、したがって、第3動力伝達経路PT3の総レシオは、IVT動力伝達経路IVTPTと同様、無段変速機TのレシオがLOW端に設定されているときの第1動

力伝達経路PT1の総レシオとはほぼ一致している。また、第2ワンウェイクラッチ48は、スリーブ45の回転数がスリーブ34の回転数を下回るときにのみ接続されて両者間、すなわちサンギヤ22と入力軸11との間をロックし、トルクを伝達する一方、これと逆の回転関係のときには、トルクの伝達を遮断し、互いに空回りするように配置されている。

【0033】さらに、遊星歯車機構Pのサンギヤ22、リングギヤ23、およびキャリア26のピニオン25の三者間のギヤ比は、無段変速機Tのレシオが所定の中間レシオRATIOGNに設定された状態でサンギヤ22が回転駆動され、かつ第3クラッチC3の接続により第2ギヤ列G2を介してキャリア26が回転駆動されたときに、サンギヤ22およびキャリア26の回転のバランスによって、リングギヤ23およびこれに連結された出力軸16が中立の回転停止状態になるように設定されている。この状態は、無段変速装置1の減速比が無限大になった状態である。すなわち、本実施形態の無段変速装置1は、IVT機能を備えており、以下、このような回転停止状態を「ギヤードニュートラル状態」という。

【0034】次に、以上の構成の無段変速装置1の動作を、図2の遊星歯車機構Pの速度線図を参照しながら、変速モードごとに説明する。

【0035】・IVTモード

このIVTモードでは、第3クラッチC3を接続するとともに、第1および第2クラッチC1、C2を解放する。これにより、遊星歯車機構Pのサンギヤ22が、無段変速機Tを含む第1動力伝達経路PT1を介して、回転駆動されるとともに、キャリア26が、第2ギヤ列G2を含むIVT動力伝達駆動経路IVTPTを介して、回転駆動される。この状態で、無段変速機Tのレシオを上記の所定の中間レシオRATIOGNに制御すると、遊星歯車機構Pの上述した設定により、リングギヤ26および出力軸16のギヤードニュートラル状態が実現され、車両は停車状態に保たれる（図2の点GN）。

【0036】このギヤードニュートラル状態から車両を後進させる場合には、無段変速機Tのレシオを高速側に制御する。これにより、無段変速機Tに連結されたサンギヤ22の回転数が上昇するのに伴い、リングギヤ23が停止状態からサンギヤ22と反対方向に回転する（図2の矢印RS）ことで、出力軸16が後進方向に回転し、その回転が、ファイナル駆動ギヤ28、ファイナル被駆動ギヤ29およびディファレンシャルギヤ30を介して、駆動輪W、Wに伝達されることによって、車両が後進する。この状態で、無段変速機Tのレシオを高速側に変速すると、車両は後方へ加速される。

【0037】この後進走行中にアクセルを閉じると、車両はエンブレ状態になり、駆動輪Wの回転を維持しようとする逆トルクが、リングギヤ23、サンギヤ22および第1動力伝達経路PT1を介して、無段変速機Tの出

力側に作用することで、パワーローラ54が高速側に傾転し、無段変速機TのレシオはOD端になる。前述したように、無段変速機TがOD端にあるときの第1動力伝達経路PT1の総レシオは、OD端保護ギヤODGを含む第2動力伝達経路PT2の総レシオとほぼ一致するように設定されている。したがって、無段変速機TのレシオがOD端を超えない限りにおいては、サンギヤ22の回転数がOD端保護ギヤODGの第9ヘリカルギヤ43の回転数を上回ることとはなく、それにより、第1ワンウェイクラッチ44は、遮断されていることで、サンギヤ22に対して空回りし、何ら影響を及ぼさない。

【0038】一方、無段変速機TのレシオがOD端付近にある状態で、駆動輪Wが路面から急に浮いたり、路面が上りから下りに急に変化したりした場合など、駆動輪Wが予測以上に加速された場合には、駆動輪W側からサンギヤ22にその回転数をさらに上げる方向のトルクが作用し、無段変速機Tの出力側に伝達されることによって、そのレシオをOD端から超えさせるようとする。この場合、本実施形態では、サンギヤ22の回転数がOD端保護ギヤODGの第9ヘリカルギヤ43の回転数を上回ようになり、その第1ワンウェイクラッチ44が接続される(図2の▽OW1)ことによって、このトルクが、OD端保護ギヤODGを含む第2動力伝達系PT2を介して、入力軸11に伝達される。その結果、入・出力ディスク52、53の回転比が保たれ、無段変速機TのレシオがOD端を超えないように維持されるとともに、無段変速機Tには予測されたトルクのみが伝達され、それにより、無段変速機TのOD端が保護される。

【0039】一方、ギヤードニュートラル状態から車両を前進させる場合には、無段変速機Tのレシオを減速側に制御する。これにより、前述した後進時の場合とは逆に、無段変速機Tに連結されたサンギヤ22の回転数が低下するのに伴い、リングギヤ23が回転停止状態からサンギヤ22と同じ方向に回転する(図2の矢印FS)ことで、出力軸16が前進方向に回転し、車両が前進する。この状態で、無段変速機Tのレシオを低速側に交差すると、車両は前方へ加速される。

【0040】この前進時のLOW端保護は、LOW端保護ギヤLOWGおよび第2ワンウェイクラッチ48によって、前述した後進時の場合と同様に行われる。すなわち、前進走行中にアクセルを閉じると、車両はエンブレ状態になり、駆動輪Wの回転を維持しようとする逆トルクが無段変速機Tの出力側に伝達されることで、パワーローラ54が低速側に傾転し、無段変速機TのレシオはLOW端になる。前述したように、無段変速機TがLOW端にあるときの第1動力伝達経路PT1の総レシオは、LOW端保護ギヤLOWGを含む第3動力伝達経路PT3の総レシオとほぼ一致するように設定されている。したがって、無段変速機TのレシオがLOW端を超えない限りにおいては、サンギヤ22に連結されたLOW

W端保護ギヤLOWGの第10ヘリカルギヤ46の回転数が、スリーブ34の回転数を下回ることとはなく、それにより、第2ワンウェイクラッチ48は、遮断されていて、サンギヤ22に対して空回りする。

【0041】一方、無段変速機TのレシオがLOW端付近にある状態で、駆動輪Wが予測以上に加速された場合には、駆動輪W側からサンギヤ22にその回転数をさらに下げる方向のトルクが作用し、無段変速機Tの出力側に伝達されることによって、そのレシオをLOW端から超えさせるようとする。この場合、LOW端保護ギヤLOWGの第10ヘリカルギヤ46の回転数が、スリーブ34の回転数を下回ようになり、第2ワンウェイクラッチ48が接続される(図2の△OW2)ことによって、入力軸11のトルクの一部分が、LOW端保護ギヤLOWGを含む第3動力伝達系PT3を介してサンギヤ22に伝達される。その結果、入・出力ディスク52、53の回転比が保たれ、無段変速機TのレシオがLOW端を超えないように維持されるとともに、無段変速機Tには予測されたトルクのみが伝達され、それにより、無段変速機TのLOW端が保護される。

【0042】・ダイレクトモード

上記のIVTモードにおいて、無段変速機TのLOW端付近まで減速されるのに伴って、車両が図2の第1モード切替点MC1まで前進方向に加速されると、第1クラッチC1が接続されるとともに、第3クラッチC3が解放されることによって、ダイレクトモードに移行する。この第1モード切替点MC1は、通常の自動変速装置における第1速段のレシオに相当する。なお、このモード切替時に、無段変速機TにLOW端を超えさせるようとするトルクが作用したときには、上述したLOW端保護ギヤLOWGによるLOW端保護が同様に行われる。

【0043】このダイレクトモードでは、第2および第3クラッチC2、C3が解放状態にあることで、エンジンEのトルクは、遊星歯車機構Pのキャリア26には伝達されず、無段変速機Tを含む第1動力伝達経路PT1を介してサンギヤ22にのみ伝達される。また、第1クラッチC1が接続されることで、サンギヤ22とリングギヤ23が互いに一体化され、遊星歯車機構Pがロックされることによって、出力軸16は、無段変速機Tおよび第1動力伝達系PT1によって直接、回転駆動される。その結果、無段変速装置1のレシオは、無段変速機Tのレシオのみによって定まり、無段変速機Tを含む第1動力伝達経路PT1の総レシオと等しくなる。したがって、無段変速機Tのレシオを高速側に制御すると、それに比例して無段変速装置1が増速され、車両はさらに加速される。

【0044】以上のように、IVTモードにおいて無段変速機TがLOW端付近まで減速されたときに、ダイレクトモードに切り替えられる。前述したように、無段変速機TがLOW端にあるときの第1動力伝達経路PT1

の総レシオは、第2ギヤ列G2を含むIVT動力伝達経路IVTPTの総レシオとほぼ一致するように設定されているので、このIVTモードからダイレクトモードへの切替を、その前後におけるキャリア26の回転差が無い状態で、滑らかに行うことができる。また、IVTモードにおいて無段変速機TをLOW端付近まで用いるとともに、ダイレクトモードをLOW端付近から開始できるので、IVTモードおよびダイレクトモードの双方において、無段変速機Tのレシオ幅をその低速側の限界付近まで利用できる。このモード切替時における無段変速機TのLOW端保護は、LOW端保護ギヤLOWGによって確実に行われる。

【0045】・トルクスプリットモード

上記のダイレクトモードにおいて、無段変速機TのレシオがOD端まで増速されるのに伴って、車両が図2の第2モード切替点MC2まで加速されると、第2クラッチC2が接続されるとともに、第1クラッチC1が解放されることによって、トルクスプリットモードに移行する。このモード切替前後において、無段変速機TにOD端を超えさせるようとするトルクが作用したときには、前述したOD端保護ギヤODGによるOD端保護が同様に行われる。

【0046】このトルクスプリットモードでは、遊星歯車機構Pのサンギヤ22が、無段変速機Tを含む第1動力伝達経路PT1を介して、回転駆動されるとともに、キャリア26は、第1ギヤ列G1を含むトルクスプリット動力伝達経路TSPTを介して、回転駆動される。この状態で、無段変速機Tのレシオを低速側に制御すると、サンギヤ22の回転数が低下するのに伴い、リングギヤ23の回転数が上昇することで、無段変速装置1が増速され、車両はさらに加速される。そして、無段変速機TはLOW端付近まで減速され、そのときに無段変速装置1の最高速レシオTRATIO1が得られる。このときに、無段変速機TにLOW端を超えさせるようとするトルクが作用した場合には、LOW端保護ギヤLOWGによるLOW端保護が同様に行われる。

【0047】以上のように、ダイレクトモードにおいて無段変速機TがOD端付近まで増速されたときに、トルクスプリットモードに切り替えられる。前述したように、無段変速機TがLOW端にあるときの第1動力伝達経路PT1の総レシオは、第1ギヤ列G1を含むトルクスプリット動力伝達経路TSPTの総レシオとほぼ一致するように設定されているので、このダイレクトモードからトルクスプリットモードへの切替を、その前後におけるキャリア26の回転差が無い状態で、滑らかに行うことができる。また、ダイレクトモードにおいて無段変速機TをOD端付近まで用いるとともに、トルクスプリットモードをOD端付近から開始できるので、ダイレクトモードおよびトルクスプリットモードの双方において、無段変速機Tのレシオ幅をその高速側の限界付近ま

で利用できる。このモード切替時における無段変速機TのOD端保護は、OD端保護ギヤODGによって確実に行われる。したがって、ダイレクトモードがLOW端付近から開始されることと相まって、無段変速装置1全体としてのレシオ幅を最大限に確保することができる。例えば、本実施形態では、レシオ幅5.8の無段変速機Tを用いて、無段変速装置1全体として、エンジンEの最大トルクを許容できるレシオ幅10.8を達成することができる。

10 【0048】以上のように、IVTモード、ダイレクトモードおよびトルクスプリットモードという3つの変速モードを、1組の遊星歯車機構Pで実現できる。また、IVTモードにおいて、車両の停止、後進および発進を行えるので、無段変速装置1をコンパクトかつ安価に構成することができる。さらに、それぞれの変速モードにおいて、最大限のレシオ幅を確保できるので、無段変速装置1全体として、最大限のレシオ幅を確保することができる。

20 【0049】図3は、本発明の第2実施形態による無段変速装置を示している。この無段変速装置61は、これまでに説明した第1実施形態による無段変速装置1と比較し、OD端保護ギヤODGおよびLOW端保護ギヤLOWGの構成、特にレイアウトが異なるものである。以下、第1実施形態と同じ構成要素については同一の符号を付し、相違部分を中心として説明する。本実施形態のOD端保護ギヤODGは、第1実施形態と同様、第8および第9ヘリカルギヤ42、43で構成されており、第8ヘリカルギヤ42は、第1ワンウェイクラッチ44を介してスリーブ34に係合し、第9ヘリカルギヤ43はスリーブ20に一体に設けられている。OD端保護ギヤODGのギヤ比および第1ワンウェイクラッチ44の作用の向きは、第1実施形態と同じである。

30 【0050】また、LOW端保護ギヤLOWGは、スリーブ34と一体の第12ヘリカルギヤ62と、これに噛み合うとともに、アイドル軸63に第2ワンウェイクラッチ48を介して係合する第13ヘリカルギヤ64と、アイドル軸63に一体に設けられ、OD端保護ギヤODGの第8ヘリカルギヤ42に噛み合う第14ヘリカルギヤ65で構成されている。第2ワンウェイクラッチ48の作用の向きは、第1実施形態と同じである。すなわち、本実施形態は、LOW端保護ギヤLOWGの動力伝達経路の一部として、OD端保護ギヤODGを利用したものであり、両保護ギヤLOWG、ODGを含む第3動力伝達経路PT3の総レシオは、第1実施形態とそれと等しく設定されている。

50 【0051】したがって、無段変速機TにOD端を超えさせるようとするトルクが作用した場合には、第1実施形態と同様、第1ワンウェイクラッチ44が接続されることで、OD端が保護される。また、無段変速機TをLOW端から超えさせるようとするトルクが生じた場合に

は、第2ワンウェイクラッチ48が接続されることで、そのトルクの一部が、OD端保護ギヤODGおよびLOW端保護ギヤLOWGを含む第3動力伝達系PT3介して、入力軸11に伝達されることで、LOW端が保護される。このように、第1実施形態とまったく同様の効果を得ることができる。また、LOW端保護ギヤLOWGの動力伝達経路の一部として、OD端保護ギヤODGを利用しているので、無段変速装置61の軸方向長さの短縮によって、そのコンパクト化を図ることができる。

【0052】なお、本発明は、説明した実施形態に限定されことなく、種々の態様で実施することができる。例えば、実施形態では、OD端保護ギヤODGおよびLOW端保護ギヤLOWGによって、無段変速機TのOD端およびLOW端の双方を保護しているが、両保護ギヤODG、LOWGの一方によって、OD端およびLOW端の一方についてのみ保護を行うようにしてもよい。また、実施形態では、OD端保護ギヤODGおよびLOW端保護ギヤLOWGの動作タイミングを、無段変速機TのOD端およびLOW端にそれぞれ設定しているが、それらの双方または一方について、若干手前の所定のレシオに設定してもよく、このこともまた本発明の範囲内である。

【0053】さらに、実施形態では、第2および第3動力伝達経路PT2、PT3の接続・遮断を、それらのレシオの設定とワンウェイクラッチにより行っているが、他の適当な手法を用いてもよい。例えば、第2および第3動力伝達経路PT2、PT3に電磁クラッチなどを設けるとともに、入・出力ディスク52、53の回転数を検出し、検出された回転数比に応じて電磁クラッチを接続・遮断するようにしてもよい。

【0054】

【発明の効果】以上のように、本発明の請求項1による車両用の無段変速装置によれば、無段変速機のレシオを、機械的なストッパを用いることなく、所定範囲に維持でき、無段変速機のパワーローラの過傾転を防止することができる。その結果、パワーローラに過大なあるいはばらついたトルクが作用するのを防止でき、それに起因するスリップ、発熱や摩耗を抑制できることで、耐久性を向上させることができる。さらに、高速側および／または低速側においてパワーローラの過傾転を防止できるため、高速側レシオおよび低速側レシオの少なくとも一方で、無段変速機の変速方向を増速側と減速側に切り

替える切替点を無段変速機単体でとれるレシオ端に設定しても、OD端および／またはLOW端の保護を確実に行うことができ、その結果、無段変速機のレシオの利用範囲を最大限に拡大することができる。請求項2および請求項3の車両用の無段変速装置によれば、第2および第3動力伝達経路の連結・遮断を、機械的なワンウェイクラッチにより、格別の制御などを必要とすることなく、単純な構成で確実に行うことができる。また、請求項4の車両用の無段変速装置によれば、I/VTモード、ダイレクトモードおよびトルクスブリットモードという3つの変速モードを、1組の遊星歯車機構で実現でき、無段変速装置をコンパクトかつ安価に構成することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態による無段変速装置を示すスケルトン図である。

【図2】図1の無段変速装置の遊星歯車機構の速度線図である。

【図3】本発明の第2実施形態による無段変速装置を示すスケルトン図である。

【符号の説明】

1 無段変速装置

11 入力軸

16 出力軸

22 サンギヤ（第1要素）

23 リングギヤ（第2要素）

26 キャリヤ（第3要素）

44 第1ワンウェイクラッチ

48 第2ワンウェイクラッチ

30 E 内燃機関（動力源）

T 無段変速機

P 遊星歯車機構

W 駆動輪

PT1 第1動力伝達経路

PT2 第2動力伝達経路

PT3 第3動力伝達経路

C1 ダイレクトクラッチ（第1クラッチ）

C2 トルクスブリットクラッチ（第2クラッチ）

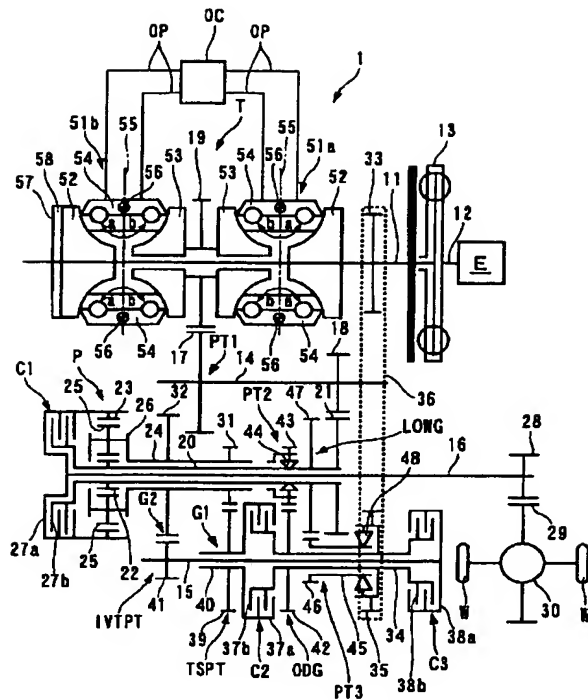
C3 I/VTクラッチ（第3クラッチ）

40 G1 第1ギヤ列

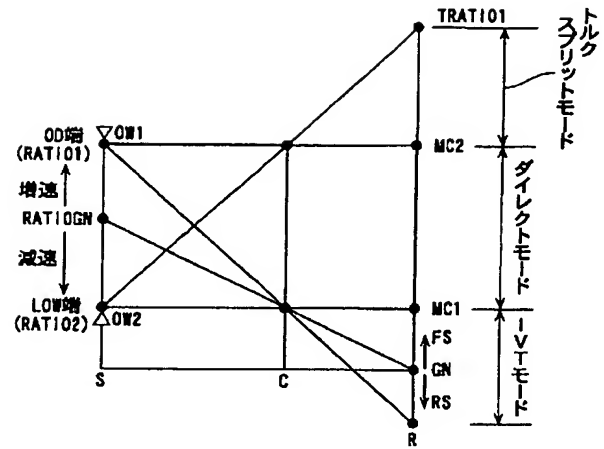
G2 第2ギヤ列

OC 油圧制御回路（切替手段）

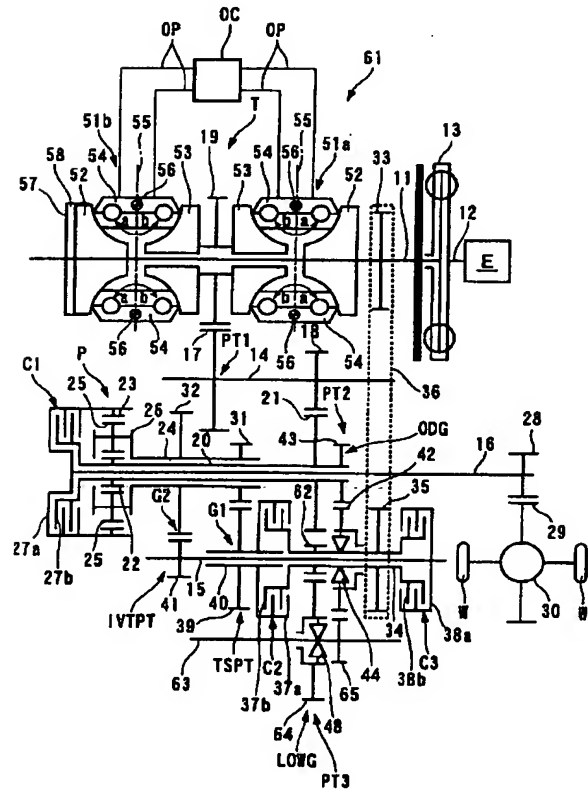
【図1】



【図2】



【図3】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	ターマコード (参考)
F 1 6 H	59:42	F 1 6 H	59:42
	59:46		59:46
	59:70		59:70
	63:06		63:06
F ターム (参考)	3J051 AA03 AA08 BA03 BD02 BE09 CA05 CB07 EC02 EC10 ED12 ED15 FA02 3J062 AA18 AB33 AB35 AC03 BA12 BA16 CG03 CG13 CG33 CG38 CG44 CG54 CG56 CG62 CG82 3J552 MA03 MA09 MA30 NA01 NB01 PA61 RA03 RA06 RA28 RB06 RB07 SA03 SA15 SA44 SB05 SB07 VA02W VA08W VA22W VA37W VA74W		